

# Echangeur à plaques corruguées en mode condenseur : étude locale des transferts thermo-hydrauliques

Kifah SARRAF<sup>a</sup>, Stéphane LAUNAY<sup>a</sup>, Georges EL ACHKAR<sup>b</sup>, Lounès TADRIST<sup>a</sup>

a. Aix-Marseille Université, CNRS, IUSTI UMR 7343,

Technopôle de Château-Gombert, 5 rue Enrico Fermi, 13453 Marseille cedex 13

b. Commissariat à l'Energie Atomique et aux énergies alternatives (CEA), LS2T,

17 rue des Martyrs, 38054 Grenoble

## Résumé :

*Dans ce travail, nous apportons un nouvel éclaircissement sur l'analyse des transferts thermiques de la condensation dans un échangeur à plaques corruguées (PHE), à partir de moyens de caractérisation des grandeurs globales et locales. Une étude expérimentale de la condensation complète de la vapeur saturée du Pentane dans un PHE à deux canaux a été conduite pour des flux massiques compris entre 9 et 30 kg.m<sup>-2</sup>.s<sup>-1</sup>. Le PHE, placé verticalement avec un écoulement descendant du fluide frigorigène, présente un diamètre hydraulique de 4,4 mm et un angle d'inclinaison des corrugations de 55°. Un protocole de caractérisation des profils de température des fluides, basé sur la métrologie infrarouge, a été mis au point, pour ensuite être couplé à un bilan enthalpique local permettant d'établir les profils moyennés par section du titre de vapeur, du coefficient d'échange de chaleur et de la densité de flux de chaleur. Les résultats, pour la majorité des tests, indiquent une variation significative de la densité de flux de chaleur pouvant aller jusqu'à 400 %, entre l'entrée et la sortie de l'échangeur. Par ailleurs, le coefficient d'échange de chaleur local diminue de 5 à 10 fois entre le début et la fin de la zone de condensation. On déduit que le coefficient d'échange de chaleur global calculé, que ce soit par la méthode  $\Delta TLM$ , ou bien à partir de l'hypothèse d'une densité de flux de chaleur uniforme, est inférieur à celui obtenu en intégrant le profil local, avec des écarts relatifs de l'ordre de 10 à 20 % en fonction du flux massique. Un bon accord est obtenu entre les pertes de pression globales mesurées expérimentalement avec celles déterminées par différentes combinaisons de modèles d'écoulement diphasique, que ce soit de type homogène ou à phases séparées. Ce résultat complexifie l'analyse des structures d'écoulement diphasique au sein de géométrie de canal tridimensionnelle.*

## Abstract :

*In this work we bring new information on the analysis of condensation heat transfer inside a corrugated plate heat exchanger (PHE), based on the characterization of local and global parameters. An experimental study of pentane complete condensation inside a PHE composed of two channels has been conducted for mass fluxes between 9 and 30 kg.m<sup>-2</sup>.s<sup>-1</sup>. The PHE, placed vertically with downward pentane flow, presents a hydraulic diameter of 4.4 mm and a corrugation angle of 55°. A protocol for characterizing the fluid temperature profile, based on infrared metrology, has been specifically developed. These measurements coupled to a local enthalpy balance allow determining the averaged profiles of the vapor mass fraction, the heat transfer coefficient and the heat flux density along the PHE. The results, for the majority of tests, show a significant variation of the heat flux*

density, up to 400%, between the inlet and the outlet of the heat exchanger. Moreover, the local heat transfer coefficient decreases by 5 to 10 times between the beginning and the end of the condensation zone. We deduce that the global heat transfer coefficient calculated, either by the LMTD method or from the assumption of a uniform heat flux density, is lower than that obtained by integrating the local profile, with relative deviations of 10 to 20% depending on the mass flux. A good agreement is obtained between the total pressure drop experimentally measured and that determined by different combinations of two-phase flow models, either homogeneous or separate phases flow types. This result tends to complicate the analysis of two-phase flow structures in three-dimensional channel geometry.

**Mots clés : Condensation, Echangeur à plaques, Transferts thermiques, Pertes de pression, Métrologie infrarouge, Expérimental**

### Nomenclature

$c_p$	capacité calorifique, (J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
$D_h$	diamètre hydraulique, m
$e$	épaisseur de la plaque, m
$f$	coefficient de friction de Darcy-Weisbach
$G$	flux massique ou vitesse massique, kg.m <sup>-2</sup> .s <sup>-1</sup>
$h$	coefficient de transfert de chaleur, W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup>
$L$	longueur, m
$L_v$	chaleur latente de condensation, (J.kg <sup>-1</sup> )
$\dot{m}$	débit massique, (kg.s <sup>-1</sup> )
$p$	pression, (Pa)
$Pr$	nombre de Prandtl, $Pr = \mu.c_p.\lambda^{-1}$
$q$	densité de flux de chaleur, (kW.m <sup>-2</sup> )
$Re$	nombre de Reynolds, $Re = G.D_h.\mu^{-1}$
$S$	section de passage, (m <sup>2</sup> )
$T$	température, (°C)
$\bar{T}$	température moyenne, (°C)
$x$	titre massique de la vapeur

$z$	position verticale, (m)
$z^*$	position verticale normalisée, $z^* = z.L^{-1}$
$\Delta P$	pertes de pression, (Pa)

### Greek letters

$\lambda$	conductivité thermique, (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
$\rho$	masse volumique, (kg.m <sup>-3</sup> )
$\mu$	viscosité dynamique, (Pa.s)
$\beta$	angle de chevron, (°)

### Subscripts

<i>cond</i>	condensation
<i>calc</i>	calculé
<i>diph</i>	diphase
<i>exp</i>	Expérimental
<i>l</i>	liquide
<i>r</i>	réfrigérant
<i>sat</i>	saturation
<i>tot</i>	valeur totale
<i>v</i>	vapeur
<i>z</i>	position suivant l'axe vertical z

## 1 Introduction

Bien que l'utilisation des premiers échangeurs à plaques date du début du XX<sup>ème</sup> siècle, les travaux plus approfondis sur les transferts thermo-hydrauliques au sein de ce type d'échangeur ont émergés à partir des années 1970. Initialement utilisés pour les transferts de chaleur entre liquides, les échangeurs à plaques brasées (PHE) sont aujourd'hui largement utilisés dans les systèmes de refroidissement industriels, de climatisation ou de chauffage des locaux, impliquant des transferts de chaleur avec changement de phase (ébullition, condensation) [1]. Le transfert technologique des écoulements monophasiques vers les écoulements avec changement de phase a cependant impliqué assez peu de modification dans la géométrie des plaques rainurées (forme des rainures, dimensions, etc.). Pour ce type d'application, le transfert de chaleur entre la paroi et le fluide frigorigène, bien qu'impliquant la chaleur latente de vaporisation, est la plupart du temps le transfert de chaleur

limitant. Ainsi, l'optimisation des échangeurs à plaques en mode « changement de phase » et particulièrement la condensation présente un potentiel significatif d'amélioration des performances des machines thermodynamiques, et en conséquence, participe à une réduction des consommations énergétiques pour un besoin identifié.

Les méthodes les plus communément présentées dans la littérature, pour l'étude de la condensation dans les PHE sont des approches corrélatives des caractéristiques thermo-hydrauliques. On trouve dans la littérature deux principaux types d'étude de la condensation convective dans les échangeurs à plaques : 1/ les études pré-conditionnant le titre vapeur en entrée de la section de mesure et une densité de flux de chaleur transférée afin de travailler sur une variation déterminée (0,1 ou 0,2) du titre vapeur dans l'échangeur [2] [3] [4] ; 2/ les études sur la condensation complète ou partielle dans l'échangeur débouchant sur des corrélations prédictives [5] [6] [7]. Dans ces deux types d'étude, les effets du flux massique, de la température de saturation et de la densité de flux de chaleur sont identifiés. Les études menées sur des échangeurs à plaques avec une variation de titre de 0,1 ou 0,2 entre l'entrée et la sortie conduisent à la formulation du coefficient d'échange local en fonction du titre massique. Pour la caractérisation globale, l'hypothèse de densité de flux de chaleur constante (variation linéaire du titre massique) est généralement utilisée par défaut en raison de la difficulté d'instrumenter ce type d'échangeur à géométrie d'écoulement tridimensionnel. D'ailleurs, les études mettant en œuvre des métrologies spécifiques dans l'objectif de caractériser la variation du titre de vapeur le long de l'échangeur sont plus rares [5] [6]. Les études menées sur les échangeurs avec une condensation complète de la vapeur déterminent le coefficient d'échange global à partir de la méthode  $\Delta TLM$  qui implique l'hypothèse d'une distribution du coefficient d'échange de chaleur uniforme le long de l'échangeur. L'analyse de ces deux types d'études de la littérature a conduit, finalement, à relever une faiblesse quant à la connaissance de la distribution du flux de chaleur et du coefficient d'échange thermique de condensation le long de l'échangeur.

Dans cet article, nous présentons les résultats sur la distribution de la densité de flux de chaleur, du titre massique et du coefficient d'échange thermique le long de l'échangeur. Entre l'entrée et la sortie de l'échangeur, la condensation est complète avec un titre de la vapeur saturée variant de 1 à 0. Ces résultats sont obtenus à partir de bilans enthalpiques locaux s'appuyant sur la métrologie infrarouge spécifiquement développée pour ce type d'échangeur de chaleur. Nous mettrons en évidence l'impact des méthodes de calcul, entre celles de la littérature et celle s'appuyant sur les valeurs locales, sur le coefficient d'échange thermique global au niveau du condenseur et sur les pertes de pression totales dans la zone de condensation.

## 2 Expérimentation et procédures de calcul

### 2.1 Dispositif expérimental et section de test

Le prototype de PHE, sur lequel est réalisée l'étude, est un échangeur formé de deux canaux et fabriqué par notre partenaire industriel CIAT. Cet échangeur (voir **Figure 1.b**) présente les caractéristiques suivantes : un angle de chevron  $\beta = 55^\circ$ , une amplitude d'ondulation  $b = 2,2$  mm et un pas de corrugation  $P_c = 6$  mm. L'étude de la condensation convective au sein du PHE est menée avec du pentane, fluide sélectionné à partir de divers critères de similitude par rapport au R410A [8], pour des pressions de fonctionnement autour de la pression atmosphérique. Le dispositif expérimental utilisé, spécifiquement développé pour cette étude et détaillé dans [9], est présenté dans la **Figure 1.a**. Il permet de contrôler précisément et d'une manière indépendante, le débit, la température de saturation et le niveau de surchauffe du réfrigérant. L'échangeur est positionné verticalement avec l'entrée de la vapeur par l'orifice supérieur et la sortie du condensat par l'orifice inférieur. Dans notre

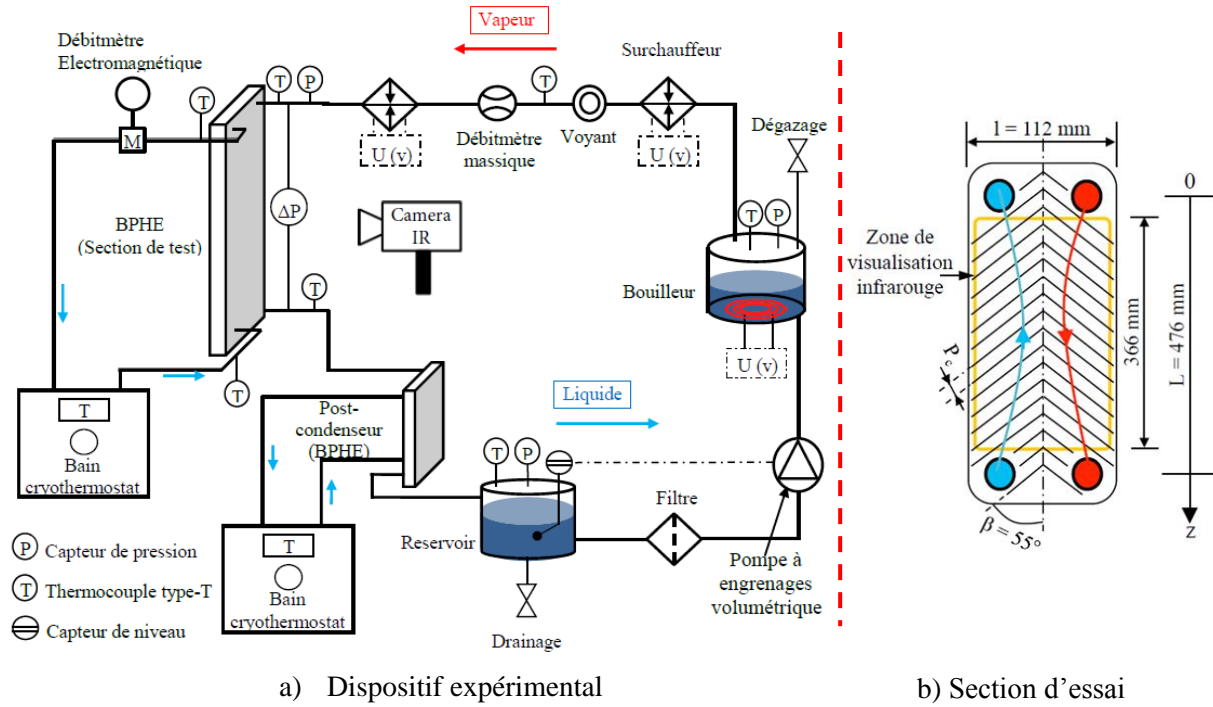


Figure 1 : Schémas a) du dispositif expérimental développé pour l'étude de la condensation et (b) de l'échangeur à plaques brasées testé

étude, la vapeur à l'entrée du condenseur est surchauffée de 5 K et le liquide à la sortie est sous-refroidi d'au moins 7 K pour assurer une condensation complète au sein de l'échangeur. Les grandeurs mesurées au niveau de la section de test sont : le débit volumique d'eau, les températures d'entrée/sortie du canal d'eau, les températures d'entrée/sortie du canal de pentane, les pertes de pression totales, et la pression d'entrée du canal de pentane.

La configuration géométrique de l'échangeur à deux canaux permet, en utilisant une métrologie infrarouge adaptée [10], d'accéder à la distribution de la température sur les plaques externes [11]. Le protocole de mesures permet d'acquérir simultanément les images thermiques sur les plaques externes des canaux. Sur l'une des faces, il est relevé le profil de température le long du canal du pentane (suivant  $z$ ), ce qui permet d'identifier la limite entre la zone diphasique et la zone de sous-refroidissement liquide. Cette distance, appelée  $L_{diph}$ , est essentielle au calcul du coefficient d'échange de chaleur moyen. Le profil de température le long du canal d'eau est relevé sur l'autre face. A partir de ces mesures et s'appuyant sur les bilans enthalpiques locaux, le profil de température le long du canal d'eau permet de caractériser les variations du titre massique, de la densité de flux de chaleur et du coefficient d'échange thermique de condensation le long de la zone de condensation.

## 2.2 Procédures de calcul

*Coefficient d'échange thermique local* - Pour chaque essai, en se basant sur le profil de température de l'eau discrétisé en éléments «  $dz$  » suivant l'axe longitudinal de l'échangeur, le bilan d'énergie appliqué sur chaque élément  $dz$  conduit au calcul du coefficient d'échange local de condensation :

$$h_{diph,z} = \left( \frac{l \cdot dz \cdot (\bar{T}_{sat,z/z+1} - \bar{T}_{eau,z/z+1})}{\dot{m}_{eau} \cdot c_{p,eau} \cdot (T_{eau,z} - T_{eau,z+1})} - \frac{1}{h_{eau,z}} - \frac{e}{\lambda} \right)^{-1} \quad (1)$$

avec une incertitude de l'ordre de  $\pm 10\%$ . Dans l'équation (1),  $l$ ,  $e$  et  $\lambda$  représentent respectivement la largeur de la plaque, son épaisseur et sa conductivité thermique.  $\dot{m}_{eau}$  et  $c_{p,eau}$  correspondent respectivement au débit massique de l'eau et à sa capacité calorifique massique.  $T_{eau}$  et  $\bar{T}_{sat,z/z+1}$  sont respectivement la température de l'eau obtenue par la mesure infrarouge et celle du fluide pentane à saturation moyennée entre deux volumes de contrôle adjacents. Le glissement de la température de saturation entre l'entrée et la sortie de la zone de condensation est déduit des mesures de pression et pressions différentielles aux bornes du canal de pentane [9]. Nous supposons linéaire la variation de la température de saturation.  $h_{eau,z}$  est le coefficient d'échange convectif au sein de l'écoulement de l'eau liquide à chaque position  $z$  (à  $T_{eau}$ ), dont la corrélation a été établie expérimentalement pour cet échangeur dans une étude spécifique :

$$h_{eau,z} = 57,21 \cdot Re_{eau}^{0,7} \cdot Pr_{eau}^{0,33} \quad (2)$$

*Titre massique de la vapeur* – A partir des profils de température de l'écoulement d'eau, le titre massique de la vapeur  $x_z$  est déduit du bilan d'énergie local tel que :

$$x_{z+1} = \frac{x_z \cdot \dot{m}_r \cdot L_v + \dot{m}_r \cdot c_{p,l} \cdot (\bar{T}_{l,z} - \bar{T}_{l,z+1}) - \dot{m}_{eau} \cdot c_{p,eau} \cdot (T_{eau,z} - T_{eau,z+1})}{\dot{m}_r \cdot (L_v + c_{p,l} \cdot (\bar{T}_{l,z} - \bar{T}_{l,z+1}))} \quad (3)$$

$\dot{m}_r$  et  $L_v$  représentent respectivement le débit massique du pentane et sa chaleur latente de condensation, et  $\bar{T}_l$  correspond à la température du film de condensat sous-refroidi, moyennée entre les températures de la paroi et de saturation localement. La température de paroi centrale de l'échangeur  $\bar{T}_l$  est calculée à partir de l'équation de transfert de chaleur, reliant la densité de flux de chaleur, déduite du débit et du profil de température sur l'eau, et le coefficient d'échange convectif dans l'eau (Eq. 2). La procédure de calcul est initialisée à  $z = 0$  avec un titre de vapeur  $x(z = 0) = 1$ . Le titre  $x$  est précis à  $\pm 0.01$ .

*Coefficient d'échange thermique global de condensation,  $\bar{h}_r$*  – Il est déduit de la méthode  $\Delta TLM$  sur la zone de condensation, dont la longueur est identifiée à partir de la visualisation infrarouge. La puissance thermique échangée dans la zone de condensation est déduite de la puissance totale échangée, mesurée à partir de la variation de la température de l'eau entre l'entrée et la sortie de l'échangeur, et la puissance thermique correspondant au sous-refroidissement du pentane. La précision sur  $\bar{h}_r$  diminue de  $\pm 12$  à  $\pm 9\%$  avec l'augmentation du flux massique du pentane.

*Pertes de pression totales expérimentales de la zone de condensation,  $\Delta P_{cond,exp}$*  – elles sont déduites des pertes de pression totale,  $\Delta P_{tot}$ , dans le PHE (mesurées avec un capteur de pression différentielle) selon l'expression suivante :

$$\Delta P_{cond,exp} = \Delta P_{tot} - 1,5 \cdot \frac{G_r^2}{2 \cdot \rho_v} - 1,5 \cdot \frac{G_r^2}{2 \cdot \rho_l} - f \cdot \frac{(L - L_{diph})}{D_h} \cdot \frac{G_r^2}{2 \cdot \rho_l} - \rho_l \cdot g \cdot L_{diph} \quad (4)$$

où  $G_r$  représente le flux massique du réfrigérant (pentane).  $\rho_v$  et  $\rho_l$  représentent respectivement les masses volumiques de la vapeur et du liquide.  $L_{diph}$  est la longueur de la zone de condensation obtenue à partir des images infrarouge du canal de pentane. Le coefficient de friction  $f$  du liquide sous-

refroidi a préalablement été déterminé dans l'étude de [12] pour une configuration d'échangeur identique et un écoulement d'eau :

$$f = \begin{cases} 120,31 \cdot Re^{-0,622} & ; \text{ si } Re \leq 200 \\ 10,524 \cdot Re^{-0,13} & ; \text{ si } Re > 200 \end{cases} \quad (5)$$

Dans l'équation (4), les pertes de pression singulières des ports d'entrée et de sortie du canal sont calculées par la formulation empirique de Shah et Focke [13]. L'incertitude sur  $\Delta P_{cond,exp}$ , est inférieure à 5 % pour l'ensemble des tests effectués.

*Pertes de pression totales calculée de la zone de condensation,  $\Delta P_{cond,calc}$*  – elles sont calculées sur la base des modèles d'écoulements de la littérature [14]. L'expression de  $\Delta P_{cond,calc}$  est la suivante :

$$\Delta P_{cond,calc} = \Delta P_{statique} + \Delta P_{friction} + \Delta P_{décélération} \quad (6)$$

où  $\Delta P_{statique}$ ,  $\Delta P_{friction}$  et  $\Delta P_{décélération}$  représentent les pertes de pression respectivement hydrostatique, par friction et par décélération. Les expressions des différentes pertes de pression dépendent du modèle d'écoulement utilisé. Dans notre approche on a testé les deux principaux modèles de la littérature, à savoir le modèle homogène et le modèle à phases séparées.

Concernant le modèle **homogène**, quatre formulations du nombre de Reynolds ont été testées. La première formulation est celle du nombre de Reynolds équivalent  $Re_{tp}$  qui est généralement proposé dans la littérature des PHE. L'expression de  $Re_{tp}$  est la suivante :

$$Re_{diph} = G_r \cdot \left( 1 - x + x \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \right) \cdot \frac{D_h}{\mu_l} \quad (7)$$

où  $D_h$  représente le diamètre hydraulique du canal et  $\mu_l$  représente la viscosité dynamique de la phase liquide du pentane. Les trois autres modèles utilisent l'expression du nombre de Reynolds pour un écoulement monophasique, couplée à une formulation diphasique de la viscosité dynamique. Les modèles homogènes de la viscosité dynamique, qui ont été utilisés dans cette étude, sont ceux de McAdamset al. [15], Cicchitti et al. [16] et Dukler et al. [17].

En ce qui concerne le modèle d'écoulement à **phases séparées**, il s'appuie sur un modèle de taux de vide et un modèle de pertes de pression par friction. Nous rappelons que, dans cette étude, nous n'accédons qu'au titre massique de la vapeur le long du condenseur. En suivant les directives de Thome [14], les modèles testés sont présentés dans le **Tableau 1**.

Les détails des formulations des différents modèles sont présentés dans Thome [14] et dans Collier et Thome [18]. De nombreuses combinaisons possibles de chaque modèle de taux de vide avec chaque modèle des pertes de pression par frottement ont été testées. Dans notre étude, nous notons que le modèle de taux de vide affecte en particulier les pertes de pression statique et par décélération.

### 3 Etude de la condensation de la vapeur saturée

Dans ce paragraphe, nous présentons les approches locale et globale qui sont mises en œuvre afin de répondre à la question sur l'importance ou non des hypothèses et approches de la littérature sur le calcul du coefficient d'échange thermique global. On rappelle que l'hypothèse de la densité de flux de

**Tableau 1** Modèles de taux de vide et de pertes de pression par friction [14] testés dans la procédure de calcul des pertes de pression totale dans la zone de condensation

Modèles de taux de vide
Modèle de Zivi [19] pour les écoulements annulaires dans les tubes, négligeant l'entraînement du liquide dans la phase vapeur.
Modèle de Rouhani-Axelsson [20] pour les écoulements verticaux dans les tubes.
Modèles de pertes de pression par friction
Corrélation empirique de Lockhart-Martinelli [21] avec l'hypothèse d'un film liquide laminaire sur la paroi et un écoulement turbulent de la phase vapeur.
Corrélation de Friedel [22] pour les écoulements dans des tubes horizontaux et verticaux.
Corrélation de Steinhagen-Heck [23] pour laquelle les pertes de pression par friction sont calculées empiriquement par interpolation entre les pertes de pression des écoulements monophasiques vapeur et liquide.

chaleur constante et l'approche  $\Delta TLM$  sont largement utilisées dans la littérature en l'absence d'informations précises et de validation expérimentale.

Pour cette étude, la température de saturation du pentane est stabilisée à 36,5 °C ( $\pm 0,25$  K) pour l'ensemble des tests, et la vapeur à l'entrée de l'échangeur est légèrement surchauffée (3-5K). Dans cette campagne de mesures, l'étude est conduite pour des flux massiques compris entre 9 et 30 kg.m<sup>-2</sup>.s<sup>-1</sup>, avec une longueur diphasique stabilisée à 36 cm  $\pm$  1 cm à partir du réglage des conditions aux limites sur l'écoulement d'eau (température d'entrée et débit).

### 3.1 Transferts thermiques

Les approches locale et globale sont conduites simultanément. L'approche locale s'appuie sur des mesures supplémentaires obtenues par la métrologie infrarouge afin de caractériser la variation de la température de l'eau le long de l'échangeur. Les profils de température de l'eau le long de l'échangeur et pour différents flux massiques de pentane sont présentés sur la **Figure 2**, ainsi qu'une image infrarouge. La position  $z^*$  est adimensionnée par rapport à la longueur de condensation,  $L_{diph}$ . On constate, d'une part, que les variations de la température de l'eau le long de l'échangeur ne sont pas linéaires, à l'exception de celle relative à  $G_r = 12,3$  kg.m<sup>-2</sup>.s<sup>-1</sup> qui s'en approche. D'autre part, pour  $G_r > 15,5$  kg.m<sup>-2</sup>.s<sup>-1</sup>, les profils de températures ont des allures relativement similaires.

Les profils du titre massique de vapeur et de la densité de flux de chaleur le long de l'échangeur, issus du calcul et des profils de température, sont présentés respectivement sur les **Figure 3.a** et **3b**. Sur les **Figures 2** et **3.a**, on note trois types de profil :

- Profil convexe pour  $G_r = 9$  kg.m<sup>-2</sup>.s<sup>-1</sup> : la température de la paroi varie d'une manière relativement faible au début ( $z^* < 0,5$ ), pour ensuite évoluer plus significativement sur le reste du domaine d'étude. Cette tendance implique de plus faibles densités de flux de chaleur en entrée de condenseur qu'à la fin de la zone diphasique.
- Profil quasi-linéaire pour  $G_r = 12,3$  kg.m<sup>-2</sup>.s<sup>-1</sup> : ce type de variation indique que la densité de flux de chaleur est quasi-constante le long du condenseur. La valeur moyenne est de l'ordre de 30 kW.m<sup>-2</sup> ;
- Profil concave pour  $G_r \geq 15,5$  kg.m<sup>-2</sup>.s<sup>-1</sup> : la diminution de la température de la plaque est relativement importante dans la zone d'entrée du condenseur, puis tend à se réduire suivant  $z^*$ .

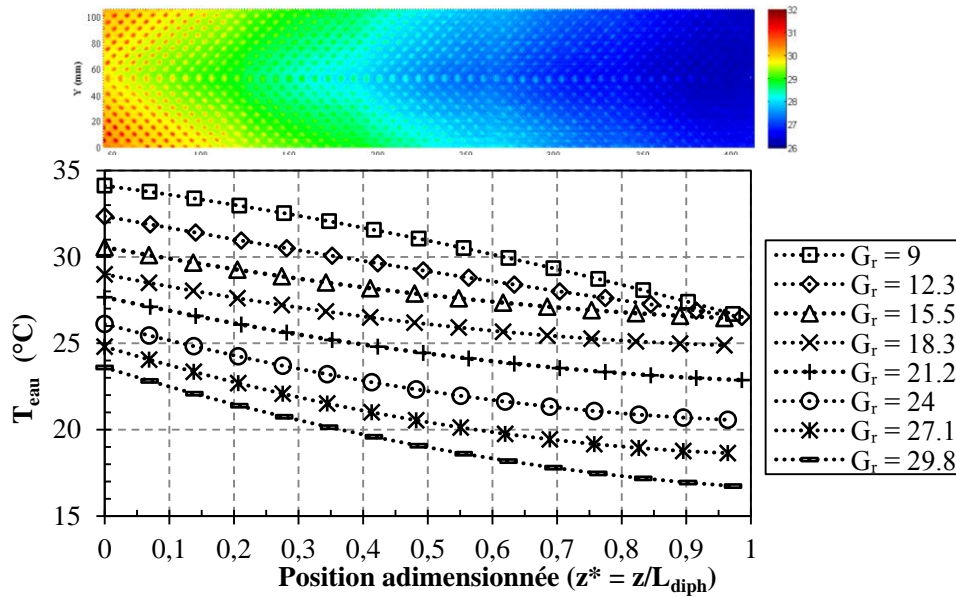


Figure 2 : Variation des profils de températures de la plaque le long de l'échangeur, issue du protocole expérimental en fonction du flux massique du pentane

Cette variation de  $x$  implique que la densité de flux de chaleur est plus importante en entrée qu'en sortie du condenseur. Pour ces conditions, le profil du titre massique de vapeur suivant  $z^*$  est peu sensible au flux massique de pentane.

Les résultats de la **Figure 3.b** montrent très clairement que la densité de flux de chaleur le long de l'échangeur n'est que très rarement uniforme, contrairement aux hypothèses prises dans la littérature. Ainsi, pour  $G_r = 29,8 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ , la densité de flux de chaleur varie de  $114 \text{ kW.m}^{-2}$  à  $27 \text{ kW.m}^{-2}$  entre l'entrée et la sortie du condenseur, soit un rapport de densité de flux de chaleur supérieur à 4. On note par ailleurs que la variation de la densité de flux de chaleur en fonction de  $z^*$  suit une loi linéaire, indépendamment du flux massique de pentane. Une des questions en suspens est donc de quantifier l'incidence de cette hypothèse, densité de flux de chaleur constante, sur le résultat du coefficient d'échange de chaleur moyen déterminé à partir de l'approche locale.

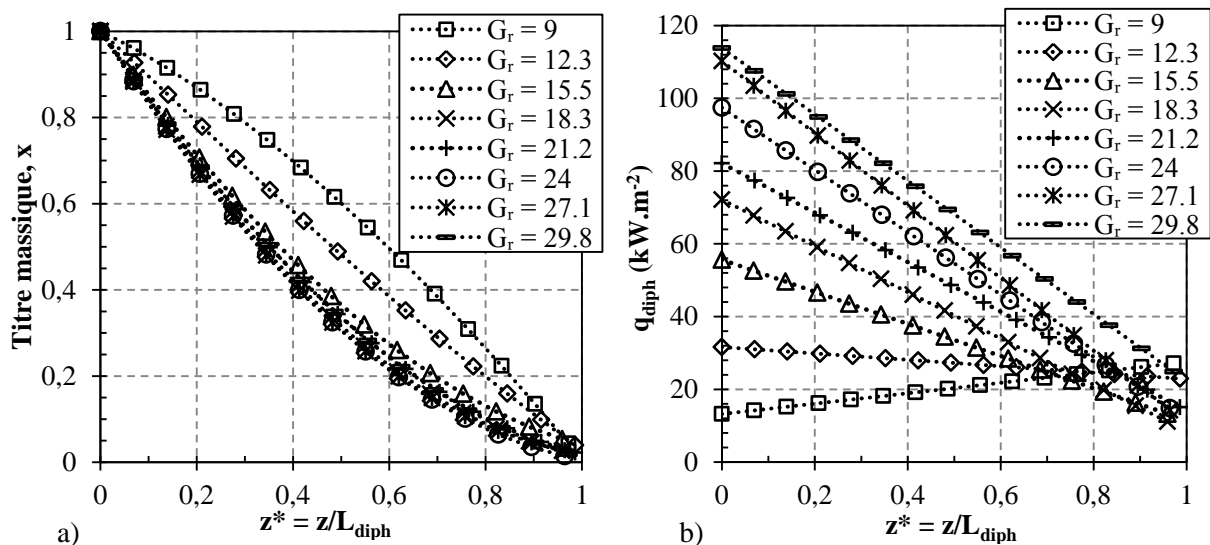


Figure 3 : Variation du titre massique de la vapeur de pentane (a) et de la densité de flux de chaleur local (b) en fonction de  $z^*$  pour différentes vitesses massiques  $G_r$  à  $T_{sat} = 36,5 \text{ °C}$



La **Figure 4.a** présente la variation du coefficient d'échange local,  $h_{diph}$  avec la position  $z^*$  et pour différents flux massiques de pentane. On note une très forte diminution du  $h_{diph}$  suivant  $z^*$  quel que soit la vitesse massique, avec un rapport entre  $h_{diph}(z = 0)$  et  $h_{diph}(z = L_{diph})$  pouvant varier de 4 pour  $G_r = 9 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$  à plus de 20 pour  $G_r > 15 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ . Ce résultat met en défaut l'hypothèse de calcul du coefficient d'échange global par la méthode  $\Delta\text{TLM}$ , pour laquelle le coefficient d'échange thermique est supposé uniforme.

Les résultats du calcul du coefficient d'échange thermique dans la zone d'entrée ( $z^* < 0,22$ ) présente une certaine dispersion entre les divers flux massiques. Cette dispersion peut être la conséquence d'une distribution inhomogène du fluide en entrée du condenseur, comme semble l'indiquer les travaux de simulations numériques effectués dans le cadre de la thèse de [9].

Pour répondre à la question sur l'influence des hypothèses, soit de la densité de flux de chaleur uniforme (méthode  $q_{uniforme}$ ), soit d'un coefficient d'échange thermique uniforme le long du condenseur (méthode  $\Delta\text{TLM}$ ) pour le calcul du coefficient d'échange thermique global,  $\bar{h}_{diph}$ , les résultats sur  $\bar{h}_{diph}$  en fonction du flux massiques et obtenus par les diverses approches sont présentés sur la **Figure 4.b**. Pour  $G_r > 15 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ , il y a un bon accord entre les résultats de  $\bar{h}_{diph}$  par les méthodes «  $q_{uniforme}$  » et «  $\Delta\text{TLM}$  ». Ce résultat peut justifier, dans la littérature, la relative confiance sur l'utilisation de ces méthodes de manière complémentaire. Cependant, les écarts relatifs des résultats de  $\bar{h}_{diph}$  entre les approches locales avec  $q_{uniforme}$  et  $q_{réelle}$  restent significatifs avec une valeur moyenne de l'ordre de 15 %. Pour  $G_r = 12 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ , cet écart diminue car  $q_{réelle}$  est relativement uniforme. Pour  $G_r = 9 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ , le calcul de  $\bar{h}_{diph}$  avec l'hypothèse  $q_{uniforme}$  a conduit à une surestimation de sa valeur de près de 200 % par rapport aux cas réel. Ce point n'est pas représenté sur le graphique de la **Figure 4.b**.

Indépendamment de l'approche utilisée, deux tendances se dégagent de la variation de  $\bar{h}_{diph}$  en fonction du flux massique de pentane. Ce comportement est similaire aux résultats de certains auteurs [7] :

- a) Pour  $G_r \leq 15,5 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ ,  $\bar{h}_{diph}$  diminue très sensiblement avec l'augmentation du flux massique du pentane. Pour ces conditions, le régime de condensation est dominé par les effets gravitaires, et une augmentation du flux massique entraîne nécessairement une augmentation de l'épaisseur moyenne du film liquide en paroi (surface d'échange fixe) ainsi le coefficient d'échange thermique

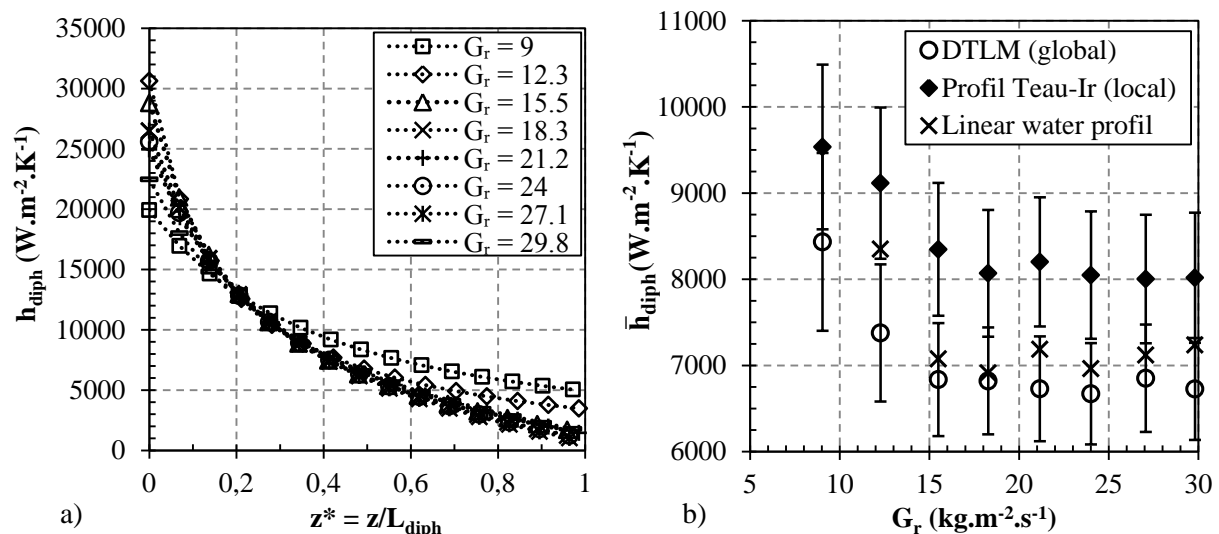


Figure 4 : a) Variation du coefficient d'échange diphasique local en fonction de  $z^*$  pour différents flux massique du pentane –b) Variation du coefficient d'échange thermique moyen en fonction du flux massique  $G_r$ . Comparaison entre nos résultats et les différentes approches de la littérature

se dégrade.

- b) Pour  $G_r > 15,5 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ ,  $\bar{h}_{diph}$  est peu sensible au flux massique. Cette tendance peut s'expliquer par l'ajout de forces supplémentaires aux effets gravitaires dans le drainage, la distribution du condensat et/ou l'intensification des échanges thermiques locaux. On rappelle que la condensation a lieu dans un canal de géométrie d'écoulement tridimensionnelle, ce qui complexifie l'analyse. Les effets de cisaillement interfacial entre les phases liquide et vapeur s'intensifient naturellement avec l'augmentation des vitesses massiques, ce qui tend à modifier la distribution du liquide dans le canal, et en conséquence à limiter les effets de l'augmentation des films liquides avec le flux massique.

Ainsi, on peut relever que les diverses approches donnent des tendances représentatives sur l'influence du flux massique sur les coefficients de transfert thermique globaux, avec des écarts pouvant être acceptables du point de vue de l'industriel. Cependant, seule l'approche locale permet d'identifier très clairement la forte variation de la densité de flux de chaleur et du coefficient d'échange thermique entre l'entrée et la sortie de la zone de condensation.

### 3.2 Pertes de pression

Différentes combinaisons de modèles et de corrélations sont testées pour le calcul des pertes de pression totales en condensation. La comparaison des résultats des combinaisons de modèles avec les résultats expérimentaux est présentée sur la **Figure 5**. Pour chaque combinaison, les 9 résultats correspondent aux 9 débits massiques du pentane. Deux droites sont tracées de part et d'autre de la droite «  $y = x$  », représentant une plage de  $\pm 15 \%$  des pertes de pression expérimentales.

Pour l'approche du modèle homogène et indépendamment de la formulation de la viscosité dynamique du mélange diphasique, les pertes de pression par friction représentent plus que 95 % des pertes de pression totales. D'après la **Figure 5**, l'ensemble des combinaisons avec le modèle homogène est en bon accord avec les résultats expérimentaux, à l'exception du modèle utilisant la

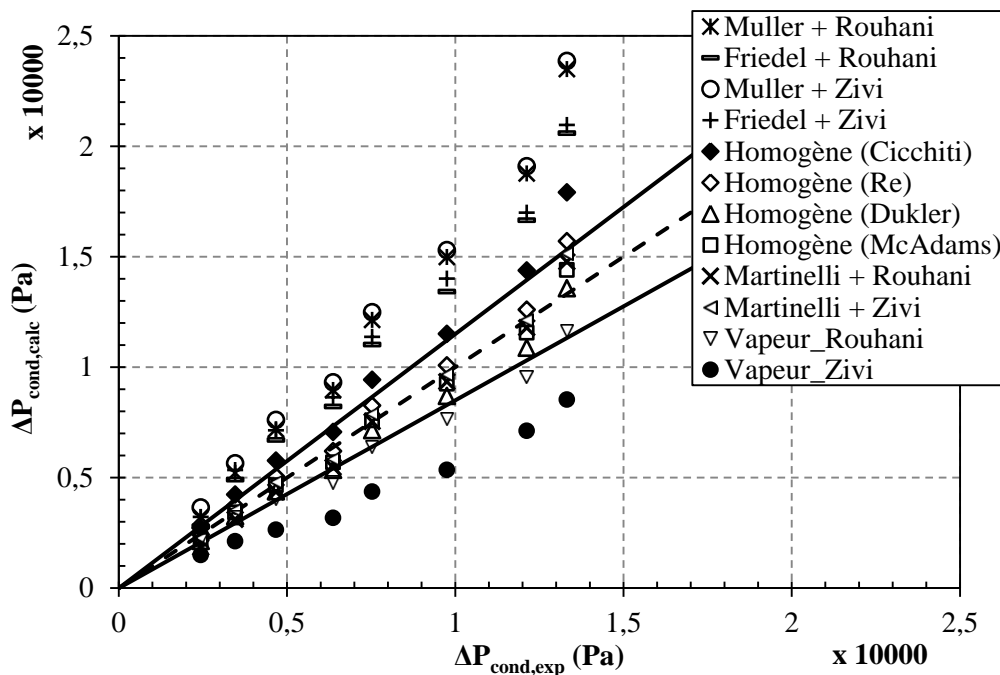


Figure 5 : Comparaison entre les résultats expérimentaux des pertes de pression de condensation et les résultats des différentes combinaisons des modèles de la littérature

formulation de Cicchitti et al. [16] qui surestime de 15% les résultats expérimentaux. La faible influence des résultats du modèle homogène avec les formulations de la viscosité dynamique est liée au nombre de Reynolds équivalent de l'écoulement dont la valeur est majoritairement supérieure à 200. Dans cette plage, le coefficient de friction est faiblement influencé (cf. Eq. 5), ce qui résulte en une faible influence sur les pertes de pression par friction. En ce qui concerne les modèles à phases séparées, et à partir de la même corrélation sur les pertes de pression par friction, l'utilisation du modèle de Zivi [19] ou du modèle de Rouhani-Axelsson [20] pour le taux de vide influence faiblement les résultats. En effet, d'une part, les pertes de pression par décélération et statique sont faibles devant les pertes de pression par friction. D'autre part, bien que ces pertes de pressions soient dépendantes du taux de vide à l'échelle locale, leurs valeurs à l'échelle globale (entrée et sortie du condenseur) le sont finalement assez peu.

Pour le cas du modèle de Lockhart-Martinelli [21] dans le calcul des pertes de pression, le rapport  $\left( \frac{\Delta P_{statique} + \Delta P_{deceleration}}{\Delta P_{friction}} \right)$  diminue exponentiellement avec le flux massique, passant de 24 à 6 %. Pour le modèle de Friedel [22], ce rapport diminue de 18 % à 4 % avec le flux massique. Ainsi, la comparaison de ces divers modèles est principalement une comparaison des pertes de pression par friction. D'après la **Figure 5** les résultats des pertes de pression calculées avec la corrélation de Lockhart-Martinelli [21], basée sur l'écoulement de la phase vapeur, sont en bon accord avec les résultats expérimentaux, avec des écarts relatifs compris entre 10 et 15%. Par contre, les modèles de Friedel [22] et Steinhagen-Heck [23] surestiment les résultats expérimentaux de plus de 20 %.

Nous proposons deux autres configurations d'écoulement, en supposant un écoulement diphasique de type annulaire avec le phénomène de friction principalement affecté à l'écoulement de la vapeur. Ainsi les pertes de pression par friction sont calculées selon la formulation :

$$\Delta P_f(z) = f(z) \cdot \frac{dz}{D_h(z)} \cdot \frac{x(z) \cdot \dot{m}_r^2}{2 \cdot \rho_v(z) \cdot S_v^2(z)} \quad (8)$$

où  $f(z)$ ,  $S_v(z)$  et  $D_h(z)$  représentent respectivement le coefficient de friction de l'écoulement de la vapeur, la section de passage et son diamètre hydraulique, tous à la position  $z$ . Dans cette procédure, le diamètre hydraulique local de l'écoulement vapeur (section variable liée à la variation de l'épaisseur du condensat) est calculé à partir du taux de vide, en supposant une épaisseur de condensat homogène par section transversale à l'écoulement. En testant les deux modèles du taux de vide dans l'équation (8), la **Figure 5**, montre que les résultats obtenus avec le modèle de Rouhani-Axelsson [20] sous-estiment les résultats expérimentaux de 15 %, tandis que ceux obtenus avec le modèle de [19] les sous-estiment de 40 %.

A partir de l'analyse des résultats sur les pertes de pression, en comparaison avec les résultats expérimentaux, deux configurations de l'écoulement diphasique concordent :

- 1) Un écoulement homogène avec un probable entrainement du liquide dans la phase vapeur. Ce type d'écoulement est difficilement imaginable à la fin de la zone de condensation où l'épaisseur de liquide devient importante.
- 2) Un écoulement diphasique à phases séparées, avec une configuration probablement annulaire.

En calculant  $Re_{vapeur}/Re_{liquide}$ , qui représente le rapport du nombre de Reynolds calculé pour la phase vapeur seule à l'entrée du condenseur par le nombre de Reynolds calculé pour la phase liquide seule en sortie du condenseur, on obtient des valeurs qui augmentent de 11 à 15 avec le flux massique. Ainsi, pour avoir un écoulement homogène, la configuration la plus probable est d'avoir du liquide entraîné par la vapeur. Ce type d'écoulement peut avoir lieu dans la zone d'entrée où le taux de

condensation est faible et la vitesse de la vapeur importante. Avec l'augmentation de la quantité de condensat en progressant le long de l'échangeur, la configuration de l'écoulement peut tendre vers un écoulement à phases séparées avec un effet de cisaillement interfacial qui tend à diriger le liquide vers le centre de la plaque. Des visualisations sont nécessaires pour confirmer cette analyse.

### 3 Synthèse

S'appuyant sur un protocole expérimental original avec une caractérisation de grandeurs thermiques locales, cette étude amène un éclaircissement nouveau sur l'analyse des transferts thermohydrauliques en condensation. Du point de vue local, les mesures du profil moyen de la température de l'eau, déduit de la métrologie infrarouge, ont permis de déterminer les profils du titre massique de vapeur, de la densité de flux de chaleur et du coefficient d'échange thermique le long de l'échangeur en fonction du flux massique. Les résultats indiquent : 1/ que la densité de flux de chaleur varie très sensiblement tout au long de l'échangeur pour la majorité des tests conduits, avec un ratio de densités de flux de chaleur entre l'entrée et la sortie de l'échangeur pouvant aller jusqu'à 400 % ; 2/ que le coefficient d'échange local diminue de 5 à 10 fois entre le début et la fin de la zone de condensation.

Comparé aux approches de la littérature, supposant une uniformité le long de l'échangeur, soit de la densité de flux de chaleur, soit du coefficient d'échange thermique, les coefficients d'échange globaux déterminés à partir de ces hypothèses sont sous-estimés de l'ordre de 10 à 20 %, en fonction du flux massique, par rapport à ceux calculés à partir des mesures locales. Si ces écarts sont acceptables pour une caractérisation globale de l'échangeur de point de vue industrielle, l'approche locale permet l'identification d'une variation significative du transfert thermique et de la densité de flux de chaleur. Cela ouvre un nouveau champ de perspectives quant à l'optimisation de ces canaux à géométrie complexe pour les écoulements diphasiques.

Indépendamment du flux massique, on observe un bon accord entre les pertes de pression expérimentales dans la zone de condensation et celles prédites par deux modèles dominants de la littérature, le modèle homogène et le modèle à phases séparées de Lockhart-Martinelli [21]. Ce résultat complexifie l'analyse des structures d'écoulement diphasique à l'intérieur de géométrie de canal tridimensionnel.

### Références

- [1] Sadik Kakac and Liu Hongtan, *Heat exchangers: Selection, Rating and Thermal design.*, CRC Press LLC, (2002).
- [2] Y.-Y. Yan, H.-C. Lio, and T.-F. Lin, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42 (1999), pp. 993-1006.
- [3] W.-S. Kuo, Y.-M. Lie, Y.-Y. Hsieh, and T.-F. Lin, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48-25-26 (2005), pp. 5205-5220.
- [4] D.-H. Han, K.-J. Lee, and Y.-H. Kim, The Characteristics of Condensation in Braze Plate Heat Exchangers with Different Chevron Angles, *Journal of the Korean Physical Society* (2003), pp. 66-73.

- [5] E. Djordjevic, S. Kabelac, and S. P. Šerbanović, Heat transfer coefficient and pressure drop during refrigerant R-134a condensation in a plate heat exchanger, *Chemical Papers*, 62-1 (2008), pp. 78-85.
- [6] Z.-Y. Shi, J.-P. Chen, V. Grabenstein, and S. Kabelac, Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of R134a in a plate heat exchanger, *Heat and Mass Transfer*, 46-10 (2010), pp. 1177-1185.
- [7] G. A. Longo, Heat transfer and pressure drop during HFC refrigerant saturated vapour condensation inside a brazed plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53-5-6 (2010), pp. 1079-1087.
- [8] K. Sarraf, S. Launay, L. Tadrist, and C. Marvillet, "Critères de sélection de fluides de substitution pour l'étude de la condensation convective dans des échangeurs à plaques," *Proc. of Congrès Français de Thermique* (Bordeaux, 2012), pp. 942-949.
- [9] Kifah Sarraf, "Echangeurs à plaques corruguées en mode monophasique et en condensation : études expérimentale, numérique et analytique, et analyse des écoulements et des transferts thermiques," Aix-Marseille Université, Laboratoire IUSTI UMR CNRS 7343, Marseille, Thèse de doctorat 2014.
- [10] K. Sarraf, S. Launay, and L. Tadrist, "Investigation des transferts thermiques locaux dans un échangeur à plaques par thermographie infrarouge," *Proc. of Congrès Français de Thermique* (Gérardmer, 2013).
- [11] G. El Achkar, K. Sarraf, S. Launay, and L. Tadrist, "Effets de la surchauffe de la vapeur sur le comportement thermo-hydraulique d'un échangeur à plaques brasées en condensation convective," *Proc. of Congrès Français de Thermique* (Lyon, 2014).
- [12] K. Sarraf, S. Launay, and L. Tadrist, Complex 3D-flow analysis and corrugation angle effect in plate heat exchangers, *International Journal of Thermal Science* Mars (2015), p. 12. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2015.03.002
- [13] R. K. Shah and W. W. Focke, *Plate heat exchangers and their design theory*, *Heat Transfer Equipment Design*. Washington, DC, Hemisphere, pp. 227-254, (1988).
- [14] John R. Thome, "Chapter 13: Two-phase pressure drop," in *Engineering data book III*.: Wolverine Tube, inc., 2006.
- [15] W. H. McAdams, W. K. Woods, and R. L. Bryan, Vaporization inside horizontal tubes - II - Benzen-oil mixtures, *Trans. ASME*, 64 (1942), p. 193.
- [16] A. Cicchitti, C Lombardi, M. Silvestri, G. Soldaini, and R. Zavattarelli, Two-phase cooling experiments-pressure drop, heat transfer and burnout, *Energia Nucleare*, 7-6 (1960), pp. 407-425.
- [17] A. E. Dukler, M. Wicks, and R. G. Cleveland, Pressure drop and hold-up in two-phase flow Part A- A comparison of existing correlations and Part B- An approach through similarity analysis, *AIChE Journal*, 10-1 (1964), pp. 38-51.
- [18] John G. Collier and John R. Thome, "The basic models," in *Convective boiling and condensation-3rd ed.*: Oxford University Press Inc, New York, 1994, ch. 2, pp. 34-83.
- [19] S.M. Zivi, Estimation of steady-state void fraction by means of the principle of minimum entropy production, *ASME Journal of Heat Transfer*, 86 (1964), pp. 247-252.
- [20] S. Z. Rouhani and E. Axelsson, Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 13-2 (1970), pp. 383-393.
- [21] R. W. Lockhart and R. C. Martinelli, Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes, *Chern. Eng. Prog.*, 45-9 (1949), p. 39.
- [22] L. Friedel, "Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase

pipe flow,” *Proc. of European Two-phase Flow Group Meeting* (Ispira, Italy, Paper E2, June 1979).

[23] H. Muller-Steinhagen and K. Heck, A simple pressure drop correlation for two-phase flow in pipes, *Chemical Engineering and Processing : Process Intensification*, 20-6 (1986), pp. 297-308.